

Proposition de corrigé

Concours : e3a - Polytech

Année : 2017

Filière : PSI

Épreuve : Sciences Industrielles pour l'Ingénieur

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](http://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : corrigesconcours@upsti.fr.

Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : www.upsti.fr

L'équipe UPSTI

E3A PSI 2017

Presse à vis

Ceci est un corrigé non officiel fait par l'UPSTI

.....

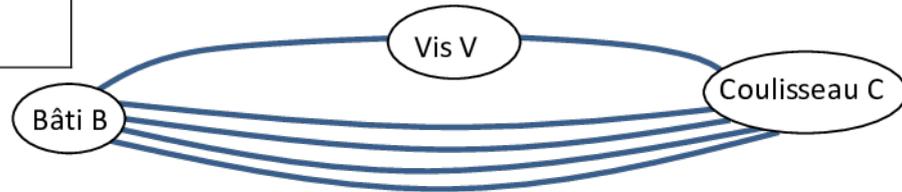


teaching sciences

for innovation

R I.1	$p = \text{nombre filets} \cdot p_x = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm/tr}$
R I.2	$V_c = N_v \cdot p = \frac{266,25}{60} \cdot 160 = 710 \text{ mm/s}$
R I.3	$E_c(c) = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot V_c^2 = \frac{1}{2} \cdot 1500 \cdot 0,710^2 = 378 \text{ J}$
R I.4	<p>Un solide de révolution d'axe \vec{z}, admet au moins deux plans de symétrie perpendiculaires, donc les produits d'inertie sont nuls.</p> <p>Les axes \vec{x} et \vec{y} jouent le même rôle du point de vue géométrique et du point de vue de la répartition des masses, par conséquent les moments d'inertie A et B sont égaux</p> <p>Pour toutes bases contenant \vec{z}</p>
R I.5	$J_{rz} = m \cdot \frac{D^2 + d^2}{8} = \rho_c \cdot \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot L \cdot \frac{D^2 + d^2}{8}$ $J_{rz} = 8900 \cdot \pi \cdot \frac{0,64^2 - 0,4^2}{4} \cdot 0,2 \cdot \frac{0,64^2 + 0,4^2}{8} = 24,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ $J_z = 3,2 + 51,8 + 24,8 = 79,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
R I.6	$E_c(\text{pt}) = \frac{1}{2} \cdot J_z \cdot \omega_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 80 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 266,25}{30} \right)^2 = 31,1 \text{ kJ}$ $E_c = E_c(\text{pt}) + E_c(c) = 31100 + 378 = 31,5 \text{ kJ}$ <p>On retrouve bien la valeur donnée par le constructeur : 31,5 kJ</p>
R I.7	$E_c = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot V_c^2 + \frac{1}{2} \cdot J_z \cdot \omega_v^2 = \frac{1}{2} \cdot (m_c \cdot p^2 + J_z) \cdot \omega_v^2$ <p>Donc $J_{\text{eq}} = m_c \cdot p^2 + J_z = 1500 \cdot \left(\frac{160 \cdot 10^{-3}}{2\pi} \right)^2 + 80 = 80,97 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$</p>
R I.8	<p>L'influence de l'inertie du coulisseau ($0,97 \cdot 100 / 80,97 = 1,2\%$) est négligeable devant celle des parties tournantes ($80 \cdot 100 / 80,97 = 98,8\%$).</p> <p>Lors de la conception d'un nouvel outillage pour forger de nouvelles pièces, la modification de la masse de la matrice supérieure liée au coulisseau ne modifiera pas de manière significative l'inertie équivalente et donc la capacité à forger de la presse.</p>

R II.1



Classes d'équivalences	Nom de la liaison
.....V...../.....B.....	Pivot d'axe (E, \vec{z})
.....V...../.....C.....	Hélicoïdale d'axe (F, \vec{z})
.....C...../.....B.....	Appui plan de normale (A, \vec{x})
.....C...../.....B.....	Appui plan de normale (C, \vec{x})
.....C...../.....B.....	Appui plan de normale (B, \vec{y})
.....C...../.....B.....	Appui plan de normale (D, \vec{y})

$$\gamma = N_L - N_P + 1 = 6 - 3 + 1 = 4$$

R II.2

$m=1$ (1 mobilité utile, pas de mobilité interne)

$$h = m + \sum I_S - 6 \cdot (N_P - 1) = 1 + (5 + 5 + 4 \cdot 3) - 6(3 - 1) = 11$$

R II.3

... liaison glissière d'axe (O, \vec{z})

R II.4

$$h = m + \sum I_S - 6 \cdot (N_P - 1) = 1 + 4 \cdot 3 - 6(2 - 1) = 7$$

R II.5

Les torseurs des liaisons en leur centre respectifs sont :

$$\left\{ \begin{matrix} X_A & 0 \\ 0 & M_A \\ 0 & N_A \end{matrix} \right\}_A ; \left\{ \begin{matrix} X_C & 0 \\ 0 & M_C \\ 0 & N_C \end{matrix} \right\}_C ; \left\{ \begin{matrix} 0 & L_B \\ Y_B & 0 \\ 0 & N_B \end{matrix} \right\}_B ; \left\{ \begin{matrix} 0 & L_D \\ Y_D & 0 \\ 0 & N_D \end{matrix} \right\}_D$$

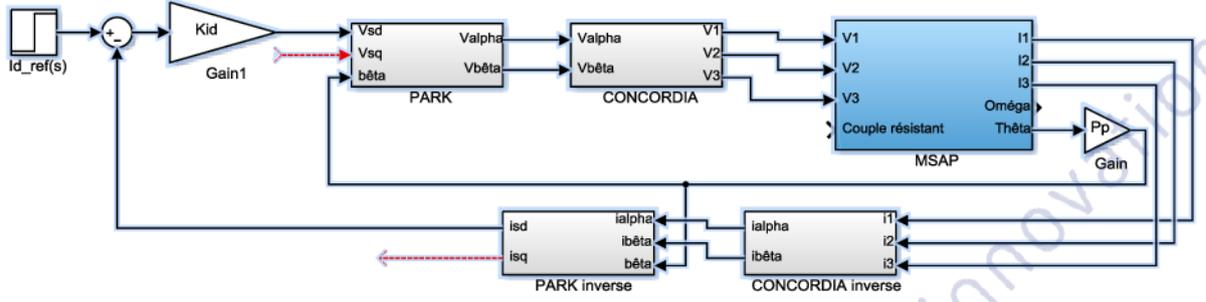
Le torseur de la liaison équivalente est posé : $\{\tau_{equivalent}\}_O = \begin{Bmatrix} X & L \\ Y & M \\ Z & N \end{Bmatrix}_O$

On fait la somme des torseurs au même point et on obtient le système d'équations :

$$\begin{cases} X = X_A + X_C \\ Y = Y_B + Y_D \\ Z = 0 \\ L = L_B + L_D \\ M = M_A + M_C \\ N = N_A + N_B + N_C + N_D \end{cases}$$

R II.6	En examinant le système d'équations, on constate que les 7 inconnues hyperstatiques sont : X_A ou X_C ; Y_B ou Y_D ; L_B ou L_D ; M_A ou M_C ; 3 inconnues parmi N_A , N_B , N_C , N_D
	<p>X_A ou X_C : correspond à une condition dimensionnelle imposant que l'entraxe entre A et C (porté par \vec{x}) doit être identique sur le coulisseau et le bâti.</p> <p>Y_B ou Y_D : correspond à une condition dimensionnelle imposant que l'entraxe entre B et D (porté par \vec{y}) doit être identique sur le coulisseau et le bâti.</p> <p>L_B ou L_D : correspond à une condition angulaire de parallélisme autour de (O, \vec{x}) entre les plans de contact coulisseau-bâti en B et D</p> <p>M_A ou M_C : correspond à une condition angulaire de parallélisme autour de (O, \vec{y}) entre les plans de contact coulisseau-bâti en A et C</p> <p>3 inconnues parmi N_A, N_B, N_C, N_D: correspond à trois conditions angulaires de parallélisme autour de (O, \vec{z}) entre les plans de contact coulisseau-bâti en A, B, C et D</p>
R III.A.1	$T = \frac{C}{2.r} = \frac{12500}{2.375.10^{-3}} = 16667N$
R III.A.2	<p>En se plaçant à la limite du glissement :</p> $f_{\text{mini}} = \tan\varphi = \frac{T}{N} = \frac{16667}{44000} = 0,379$ <p>Le matériau des garnitures de friction devra avoir un coefficient de frottement supérieur à 0,379 pour que l'action mécanique reste à l'intérieur du cône d'adhérence.</p>
R III.A.3	$\vec{C}_{2/1} = \int_{-\theta_1}^{\theta_1} \overrightarrow{OQ} \Delta dQ_{2/1} \quad \vec{C}_{2/1} \cdot \vec{z} = 2.r^2 . b . f . p_M . \sin\theta_1$
R III.A.4	$p_M = \frac{C_{2/1}}{2.r^2 . b . f . \sin\theta_1} \quad p_M = 0,977\text{Mpa}$
Avec $C_{2/1}$ le couple freiné sur un mors qui vaut donc : $C_{2/1} = \frac{C}{2} = \frac{12500}{2} = 6250N.m$	
R III.A.5	<p>On cherche un matériau de friction possédant :</p> <ul style="list-style-type: none"> - un coefficient de friction $f > f_{\text{mini}} = 0,379$ - une pression maximale admissible $= 1,8 \times 0,977 = 1,76 \text{ Mpa}$ <p>On choisit BK4500 pour lequel $f = 0,39$ et une pression maximale admissible de 20 daN/cm^2</p>
R III.B.1	<p>On isole le mors 2, BAME :</p> $\{\tau_{1/2}\}_H = \begin{Bmatrix} -44000 & 0 \\ 17000 & 0 \\ 0 & N_H \end{Bmatrix} ; \{\tau_{3/2}\}_B = \begin{Bmatrix} X_{3/2} & 0 \\ Y_{3/2} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_B$ <p>Théorème de la résultante : $\vec{H}_{1/2} + \vec{B}_{3/2} = \vec{0}$ En projection sur les axes \vec{x} et \vec{y}, on obtient :</p> $\begin{cases} X_{3/2} = 44000 \text{ N} \\ Y_{3/2} = -17000 \text{ N} \end{cases}$ <p>Théorème du moment résultant : $\vec{M}_{B(1/2)} + \vec{M}_{B(3/2)} = \vec{0}$ En projection sur l'axe \vec{z}, on obtient :</p> $N_H = -125.10^{-3} . 17000 = -2125N.m$

R III.B.2	<p>On isole la mâchoire 3, BAME :</p> $\{\tau_{0/3}\}_C = \begin{Bmatrix} X_{0/3} & 0 \\ Y_{0/3} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_C ;$
	$\{\tau_{2/3}\}_B = \begin{Bmatrix} -44000 & 0 \\ 17000 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_B ; \{\tau_{R/3}\}_D = \begin{Bmatrix} F & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_D$
R III.B.3	<p>Théorème du moment statique au point C en projection sur l'axe \vec{z}</p> $F = \frac{250.44000}{660} = 16667 \text{ N}$
R III.B.4	<p>On isole la mâchoire 3</p>
	$\{\tau_{0/3}\}_C = \begin{Bmatrix} X_{0/3} & 0 \\ Y_{0/3} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_C ; \{\tau_{R/3}\}_D = \begin{Bmatrix} 16700 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_D ; \{\tau_{5/3}\}_E = \begin{Bmatrix} X_{5/3} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_E$ <p>Théorème du moment statique écrit au point C en projection sur l'axe \vec{z} donne</p> $X_{5/3} = \frac{-660.16700}{920} = -11980 \text{ N}$
R III.B.5	<p>Alésage de vérin/tige de piston en mm : 200/50</p>
	<p>Le vérin travaille en sortie de tige, il est conseillé de choisir un vérin permettant de fournir une force entre 1,5 et 2 fois l'effort théorique calculé.</p> $17970 < F < 23960 \text{ N}$ <p>On choisira donc le vérin 200/50 qui fournit une force de sortie de tige égale à 18850N.</p>
R IV.A.1	$[T_{32}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ \frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix}$
R IV.A.2	$[R(\beta)] = \begin{bmatrix} \cos(\beta(t)) & -\sin(\beta(t)) \\ \sin(\beta(t)) & \cos(\beta(t)) \end{bmatrix}$
R IV.B.1	$Vsd(p) = Rs.isd(p) + Ls.p.isd(p)$

R IV.B.2	$FTBO_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{V_{sd}(p)} = \frac{1/R_s}{1 + L_s/R_s \cdot p}$
R IV.B.3	
R IV.B.4	$FTBF_{isd}(p) = \frac{i_{sd}(p)}{i_{sdref}(p)} = \frac{\frac{Kid}{Kid + R_s}}{1 + \frac{L_s}{Kid + R_s} \cdot p}$
R IV.B.5	<p>5% d'erreur → gain statique = 95% soit $\frac{Kid}{Kid + R_s} = 0,95$ Kid = 5,89</p>
R IV.B.6	<p>On modifie le correcteur en ajoutant une intégration dans le correcteur qui va annuler l'erreur statique</p>
R IV.B.7	<p>Si je veux avoir « 0 » en sortie, je dois mettre « 0 » en entrée, à partir du moment où le correcteur a été bien dimensionné. isd_{ref} = 0</p>
R IV.C.1	$V_{sq}(t) \approx R_s \cdot i_{sq}(t) + L_s \cdot \frac{di_{sq}(t)}{dt}$ $C_{em} \approx p_p \cdot i_{sq}(t) \cdot \Phi_{sd}$
R IV.C.2	$FTBO_{isq}(p) = \frac{i_{sq}(p)}{V_{sq}(p)} = \frac{1/R_s}{1 + \frac{L_s}{R_s} \cdot p}$
R IV.C.3	$FTBF_{isq}(p) = \frac{i_{sq}(p)}{i_{sqref}(p)} = \frac{\frac{Kid}{Kid + R_s}}{1 + \frac{L_s}{Kid + R_s} \cdot p}$
$A = \frac{Kid}{Kid + R_s} = 0,95$ $\tau_A = \frac{L_s}{Kid + R_s} = \frac{0,21}{0,31 + 5,89} = 33,87 \text{ ms}$	

<p>R IV.D.1</p>	$FTBO_{nc\Omega}(p) = \frac{p_p \cdot \phi_{sd}}{J \cdot p} \cdot \frac{\frac{K_{id}}{K_{id} + R_S}}{1 + \frac{L_S}{K_{id} + R_S} \cdot p} = \frac{p_p \cdot \phi_{sd}}{J \cdot p} \cdot \frac{A}{1 + \tau_A \cdot p}$
$B = \frac{p_p \cdot \phi_{sd}}{J} \cdot A = 47,36 \text{ USI} \quad \text{et} \quad \tau_B = \tau_A = \frac{L_S}{K_{id} + R_S} = 33,87 \text{ ms}$	
<p>R IV.D.2</p>	<p>La fonction en boucle ouverte obtenue est d'ordre 2, donc le système est stable. Cependant il est potentiellement instable, car on peut avoir une phase proche de -180° alors que le gain est proche de 0db. Il est donc préférable d'ajouter un correcteur pour éviter cette possibilité.</p>
<p>R IV.D.3</p>	$FTBO_{corr\Omega}(p) = K_{pi} \cdot \frac{T_{pi} \cdot p + 1}{T_{pi} \cdot p} \cdot \frac{B}{p \cdot (1 + \tau_B \cdot p)}$
<p>R IV.D.4</p>	<p>On a : $T_{pi} = \delta \cdot \tau_B$ on peut donc tracer les diagrammes de BODE correspondants :</p>
	<p>On retrouve une avance de phase qui prend sa valeur maximale en $\omega_{maxi} = \frac{1}{\sqrt{\delta \cdot \tau_B}}$</p>
<p>R IV.D.5</p>	<p>A partir des diagrammes de BODE, l'échelle en abscisse étant logarithmique, la pulsation pour laquelle la phase est maximale se trouve entre les 2 pulsations de coupures, $\omega_{MAXI} = \frac{1}{\sqrt{\delta \cdot \tau_B}}$</p>

R IV.D.6	$\varphi \left(\frac{\tau_B \cdot p + 1}{\tau_B \cdot p + 1} \right) = 45^\circ$ et ce en $\omega_{MAXI} = \frac{1}{\sqrt{\delta} \cdot \tau_B}$
	$\arctan \left\{ \frac{\sqrt{\delta} - 1 / \sqrt{\delta}}{1 + 1} \right\} = 45^\circ$ soit $\frac{\sqrt{\delta} - 1 / \sqrt{\delta}}{1 + 1} = 1$ soit encore : $\delta - 2 \cdot \sqrt{\delta} - 1 = 0$ $\delta = \mathbf{5,82}$
R IV.D.7	Le gain de la FTBO _{corrΩ} doit prendre la valeur 0db en $\omega = \omega_{MAXI}$
	Soit : $\left \frac{FTBO_{corr\Omega}(\omega_{MAXI})}{1} \right = 1 = \left K_{pi} \cdot \frac{\delta \cdot \tau_B \cdot j \cdot \omega_{MAXI} + 1}{\delta \cdot \tau_B \cdot j \cdot \omega_{MAXI}} \cdot \frac{B}{j \cdot \omega_{MAXI} \cdot (1 + \tau_B \cdot j \cdot \omega_{MAXI})} \right $ Soit $K_{pi} = \frac{1}{B \cdot \sqrt{\delta} \cdot \tau_B}$ Application numérique : $K_{pi} = \mathbf{0,258}$
R IV.D.8	<i>Il y a un léger dépassement et un temps de réponse assez rapide.. Le cahier des charges n'est pas rempli par rapport au dépassement qui doit être nul.</i>
<i>Si on voulait améliorer le dépassement il faudrait agir sur la valeur de « δ ».</i>	
R V.1	<pre> # Données points = [80000 , 72453 , 46792 , 12075 , 0] ΔT=1/8 def aire_rectangle_exces(): aire = 0 for i in range(8): if points[i] > points[i+1]: aire += points[i]* ΔT else: aire += points[i+1] * ΔT return aire ΔT=1/8 def aire_trapeze(): aire = 0 for i in range(len(points)-1): aire += (points[i]+points[i+1])* ΔT/2 return aire print(aire_rectangle_exces()) print(aire_trapeze()) </pre>
R V.2	L'énergie récupérable représente 24,5% de l'énergie dépensée pour mettre la presse en mouvement. La récupération d'énergie n'est donc pas négligeable.